

процесс горения.

4. С помощью уравнения (4) определить гравитационное давление и рассчитать размеры щели в наружной двери, а также размеры приточного отверстия и дымового канала.

Расчет следует выполнить для периода самой холодной пятидневки (расчетный период) и для начала отопительного периода, т.е. при температуре наружного воздуха $t_n = +8^{\circ}\text{C}$, и выбрать размеры приточных отверстий для того периода, где они больше. Расчет для двух периодов вызван тем, что в период самой холодной пятидневки необходимо подать на горение максимальный расход воздуха, а в начале отопительного периода будет минимальным гравитационное давление.

1.Павлов И.И., Федоров М.Н. Котельные установки и тепловые сети. – М.: Стройиздат, 1977. – 301 с.

2.Виноградов Ю.И., Векштейн Л.М., Соболев И.Д. Промышленное теплоснабжение. – К.: Техніка, 1975. – 256 с.

3.Щекин Р.В. и др. Справочник по теплоснабжению и вентиляции. Отопление и теплоснабжение. – К.: Будівельник, 1968. – 439 с.

Получено 14.01.2009

УДК 621.771 : 622.692

В.В.МАСЛОВСКИЙ, канд. техн. наук

Харьковская национальная академия городского хозяйства

А.С.ПОЛЯНСКИЙ, д-р техн. наук

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

ТЕОРИЯ РАСЧЕТА УСИЛИЙ ПРИ ФОРМООБРАЗОВАНИИ БИМЕТАЛЛИЧЕСКОЙ ЗАГОТОВКИ УПЛОТНИТЕЛЬНОЙ ЧАСТИ ТРУБНОЙ АРМАТУРЫ ГАЗОТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ

Рассматриваются остаточные напряжения в заготовках для прецизионных пар запорной трубопроводной арматуры и теория расчета усилий при формообразовании биметаллической заготовки.

Эксплуатационная изменчивость скоростного напора энергоносителя в транспортной трубопроводной системе является традиционным предметом исследования и нормирования. Зависимость утечки энергоносителя от износа прецизионных пар трубопроводной арматуры изучена недостаточно, хотя результаты исследований указывают на целесообразность учета этого фактора при проектировании, создании и эксплуатации теплового, газового и другого энергетического оборудования транспортных трубопроводных систем [1].

Наши исследования позволили сделать вывод, что правильный выбор материала заготовки по остаточным напряжениям при восста-

новлении первоначальных свойств прецизионных пар трубопроводной арматуры позволяет существенно повысить долговечность их работы, снизить потери транспортируемого энергоносителя. Релаксация напряжений, равно как и структурные превращения в металле заготовок приводит к изменению их формы и размеров. Если для повышения отдельных показателей надежности важно формировать в поверхностных слоях напряжения определенного знака, то для увеличения стабильности размеров и формы прецизионных деталей арматуры напряжения обоих знаков являются нежелательными. Исходя из известных направлений повышения эксплуатационной надежности трубной арматуры, определенный интерес представляет использование биметалла в уплотнительной части запорной газовой арматуры. При этом следует исходить из учета напряжения, возникающего в слоях, расположенных вблизи внутренней поверхности биметаллической заготовки (рис.1), так как это связано с управлением надежностью герметизации системы.

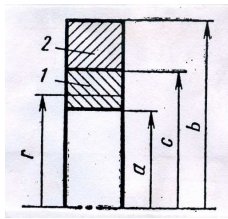


Рис.1 – Схема биметаллического кольца:
1 – основной слой; 2 – биметаллический слой.

Предлагается остаточные радиальные напряжения на радиусе определять по формуле

$$\sigma_r(r) = \frac{\varepsilon_r(b)(b^2 - c^2)(c^2 - r^2) \left\{ E_2 \left[\frac{c^2 + r^2}{c^2 - r^2} - \mu_1 \right] + E_1 \left[\frac{b^2 + c^2}{b^2 - c^2} + \mu_2 \right] \right\}}{4c^2 r^2}, \quad (1)$$

а остаточные окружные напряжения для того же радиуса удобнее определять по формуле

$$\begin{aligned} \sigma_t(r) = & \frac{E_2(b^2 - c^2)}{4c^2 r^2} \left[\left\{ r^2 - c^2 - (c^2 + r^2) \left[\frac{E_1}{E_2} \left(\frac{b^2 + c^2}{b^2 - c^2} + \mu_2 \right) - \mu_1 \right] \right\} \varepsilon_r(b) + \right. \\ & \left. + r \left\{ r^2 + c^2 + (c^2 - r^2) \left[\frac{E_1}{E_2} \left(\frac{b^2 + c^2}{b^2 - c^2} + \mu_2 \right) - \mu_1 \right] \right\} \frac{d[\varepsilon_r(b)]}{dr} \right], \quad (2) \end{aligned}$$

где E_1, E_2 – модули упругости материала слоев; μ_1, μ_2 – коэффициенты поперечной деформации материала для соответствующих слоев; $\varepsilon_i(b)$ – результат измерения на радиусе b при снятии с внутренней поверхности слоя по радиусу r в пределах $a \leq r \leq c$.

Для построения полной эпюры напряжений, в том числе заготовки уплотнителя арматуры, можно применить метод экстраполяции. Исходя из этого конструктивные элементы запорной части арматуры должны быть рассчитаны таким образом, чтобы полностью исключить сжатие и разрыв их при знакопеременных нагрузках работы арматуры трубопроводных транспортных систем.

Рассмотрим теорию силовых деформаций биметалла в четырехвалковых калибрах в связи с ростом применения биметалла в прецизионных парах запорной, регулирующей и другой арматуры. Расчет энергосиловых параметров необходим не только при конструировании и расчете заготовок уплотнительных элементов трубопроводной арматуры, но и при построении и выборе оптимальных условий технологического процесса производства.

Вопросу определения сопротивления деформации сложных полос при прокатке посвящена работа [2], в которой биметаллическая полоса условно заменена монометаллической и среднепропорциональным сопротивлением деформации. Некоторые другие авторы при определении силы волочения биметаллического прутка оперируют средневзвешенным значением сопротивления деформации, что не позволяет определить послойные продольные напряжения в компонентах биметалла. В работе [3] послойные продольные напряжения рассчитываются, уподобляя процесс волочения биметаллической проволоки процессу волочения трубы на плавающей оправке, где сердечник как оправка деформируется вместе с трубой, либо является жестким телом. Сведения о теории расчета усилия при прокатке и штамповке заготовки в четырехвалковых калибрах явно недостаточно. Наши исследования вследствие принятых допущений не претендуют на точное описание силовых усилий реальных процессов, но, тем не менее, позволяют объяснить имеющие место в практике производства биметаллов явления. Вместе с тем предложенная методика позволяет с достаточной степенью точности осуществлять технологические расчеты, проводить количественную оценку влияния технологических факторов на процесс пластического формообразования биметаллов и его устойчивости.

Таким образом изложим математическую методику установившегося процесса протяжки k -слойной полосы в n -валковом калибре (рис.2) при следующих допущениях:

При законе трения на контакте по Зибелю [4] с учетом упрочнения плавикирующего материала:

$$t_x = f \delta_{sx1} = f \left[\delta_{so1} + m_1 (\mu_x - 1) \right], \quad (4)$$

где $m_1 = \frac{\delta_{sk1} - \delta_{so1}}{\mu - 1}$ – модуль упрочнения плавикирующего материала;

μ, μ_x – конечная и текущая вытяжки по длине очага деформации.

Связь между удельным давлением P_x и послойными продольными напряжениями δ_{xi} определим из приближенного факта пластичности при условии, что обжатие со стороны каждого вала одинаково ($\delta_1 = \delta_2 \cong P_x$):

$$P_x - \delta_{x1} = \delta_{sx1}; \quad P_x - \delta_{x1} = \delta_{so1} + m_1 (\mu_x - 1); \quad (5)$$

$$P_x - \delta_{x2} = \delta_{sx2}; \quad P_x - \delta_{x2} = \delta_{so2} + m_2 (\mu_x - 1).$$

Так как оба компонента биметалла находятся в пластическом состоянии, уравнение (3) одновременно удовлетворяет условию совместности [3]:

$$\delta_{sx1} + \delta_{x1} = \delta_{sx2} + \delta_{x2}. \quad (6)$$

Решая совместно уравнения (1), (2) и (4), получим:

$$\frac{dP_x}{d\mu_x} - \sum_{i=1}^{i=k} \frac{A_i (m_i - \delta_{soi})}{\mu_x} \pm \frac{m_i - \delta_{so1}}{\mu_x} \delta \pm m_1 \delta = 0 \quad (7)$$

и с учетом граничных условий в зоне отставания:

$$\mu_x = 1; \quad P_x = \delta_{so}^{sp} - \delta_g = \sum_{i=1}^{i=k} A_i \delta_{soi} - \delta_q, \quad (8)$$

где δ_q – напряжение противонапряжения, получим законы распределения удельных давлений P_x и послойных напряжений δ_{xi} в зоне отставания:

$$P_x = (\mu_x - 1) \left[A_1 (m_1 - \delta_{so1}) + A_2 (m_2 - \delta_{so2}) + \delta \delta_{so1} \right] + \sum_{i=1}^2 A_i \delta_{soi} - \delta_q; \quad (9)$$

$$\delta_{xi} = (\mu_x - 1) \left[\sum_{i=1}^2 A_i (m_i - \delta_{so1}) + \delta \delta_{so1} \right] + \sum_{i=1}^2 A_i \delta_{soi} - \delta_q - \delta_{sxi}, \quad (10)$$

где δ_{sxi} – текущее значение предела текучести данного компонента.

Граничные условия в зоне опережения в плоскости выхода неиз-

вестны, так как определение напряжения протяжки δ_{np} – цель всего решения. Рассмотрим другое граничное условие при протяжке в роликовых волокнах положения нейтрального сечения, которое задается вытяжкой в нейтральном сечении μ_n строго определенно, при этом

$$\mu_x = \mu_n, \quad P_x = P_n;$$

$$P_n = \ln \mu_n \left[\sum_{i=1}^k A_i (m_i - \delta_{soi}) + \delta \delta_{soi} \right] + \sum_{i=1}^k A_i \delta_{soi} - \delta_q. \quad (11)$$

Решая при данных условиях уравнение, получим закон распределения удельных давлений P_x и послойных продольных напряжений δ_{xi} в зоне определения при протяжке в роликовой волоке:

$$P_x = \delta_{soi} [2\mu_n - (\mu_x + 1)] + (\mu_x - 1) \sum_{i=1}^k A_i (m_i - \delta_{soi}) + \sum_{i=1}^k A_i \delta_{soi} - \delta_{qi}; \quad (12)$$

$$\delta_{xi} = \delta_{soi} \delta [2\mu_n - (\mu_x + 1)] + (\mu_x - 1) \sum_{i=1}^k A_i (m_i - \delta_{soi}) + \sum_{i=1}^k A_i \delta_{soi} - \delta_q - \delta_{sxi}. \quad (13)$$

Вытяжку в нейтральном сечении при протяжке определим из условия, что валки роликовой волоки энергонеутральны и не передают мощности. Расчеты показывают, что применение подшипников качения потери на трение в цапфах установки (оборудования) весьма незначительны и ими можно пренебречь. Тогда вытяжку в нейтральном сечении можно определить, решая уравнение

$$\iint_{F_{oT}} \tau_{xOT} dF_k = \iint_{F_{om}} \tau_{xon} dF_k. \quad (14)$$

Предложенная методика расчета усилий при формообразовании биметаллической заготовки может быть использована при создании техники и технологии ремонтного производства, занимающегося заменой прецизионных металлических и неметаллических пар на биметаллические.

В перспективе использование биметаллических пластин в уплотнениях запорной трубной арматуры позволит повысить эксплуатационную надежность транспортных трубопроводных энергетических систем, снизить нерациональное использование энергоносителя.

1. Масловский В.В., Капцов И.И., Сокруто И.В. Основы технологии ремонта газового оборудования и трубопроводных систем. – М.: Высш. шк., 2007. – 319 с.

2. Технологические процессы пластического деформирования в машиностроении / А.В.Алифасов, Л.В.Захаревич и др. – Минск: Наука и техника, 1990. – 208 с.

3. Теоретические основы обработки металлов давлением / В.М.Иллюкович, А.П.Огурцов и др. – Днепропетровск: РВА «Дніпро - вал», 2001. – 516 с.

4.Дорошенко В.И. Математическое моделирование процессов комбинированной вытяжки. – Луганск: ДНУ им. В.Даля, 2003. –136 с.

Получено 09.12.2008

УДК 693.54

Т.С.СЕНЧУК, Н.И.САМОЙЛЕНКО, д-р техн. наук
Харьковская национальная академия городского хозяйства

РЕЗЕРВИРОВАНИЕ МАГИСТРАЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ КАК СРЕДСТВО ПОВЫШЕНИЯ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ НАДЕЖНОСТИ

Рассматривается резервирование, т.е. прокладка дополнительных трубопроводов параллельно основному как способ повышения функциональной надёжности всей системы.

Наиболее распространенным методом, обеспечивающим возможность проведения работ по реновации трубопровода повышенной протяженности без прерывания транспорта целевого продукта потребителю, является резервирование, т.е. прокладка дополнительных трубопроводов параллельно основному. При этом система запорной арматуры должна обеспечить функциональную независимость всех трубопроводов: перевод любого трубопровода в режим проведения профилактических работ не должен влиять на транспортировку целевого продукта по остальным трубопроводам. Такой метод позволяет при проведении профилактических или аварийных работ не только сохранить основное назначение системы (транспортировать целевой продукт), но и повысить функциональную надёжность всей системы.

В большинстве случаев при резервировании ограничиваются сооружением одного дополнительного трубопровода. Как правило, сооружение двух параллельных трубопроводов позволяет решить проблему больших расстояний. Анализ экономической эффективности показывает, что сооружение третьего, а тем более четвёртого, пятого и т.д., трубопровода нецелесообразно: незначительное увеличение функциональной надёжности системы приводит к неоправданным материальным и трудовым затратам. Исключением, пожалуй, является случай, когда параллельные трубопроводы обеспечивают пропускную способность.

В существующих подходах проблема расчета функциональной надёжности магистрального трубопровода освещается в работах [1-3]. Анализ этих и других источников по данной проблеме свидетельствует, что процесс определения вероятности функциональной надёжности трубопровода не является полностью определенным, а дает только